



⑯ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

Patentschrift

DE 41 43 535 C2

⑮ Int. Cl.⁷:
F 04 D 29/04
F 04 D 13/06
H 02 K 49/10
F 16 C 23/04

⑯ Aktenzeichen: P 41 43 535.4-15
⑯ Anmeldetag: 14. 3. 1991
⑯ Offenlegungstag: 19. 9. 1991
⑯ Veröffentlichungstag der Patenterteilung: 13. 4. 2000

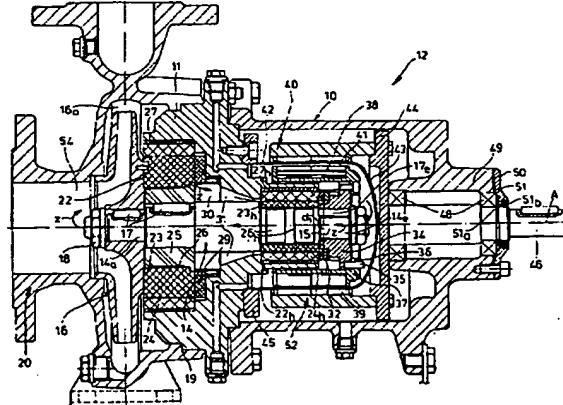
Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

⑯ Innere Priorität:
P 40 08 599. 6 17. 03. 1990
⑯ Patentinhaber:
Allweiler AG, 78315 Radolfzell, DE
⑯ Vertreter:
Hiebsch Peege Behrmann, 78224 Singen
⑯ Teil aus: P 41 08 257.5

⑯ Erfinder:
Aenis, Jürgen, Dipl.-Ing. (FH), 63741 Aschaffenburg, DE; Fleckenstein, Manfred, Dipl.-Ing., 63741 Aschaffenburg, DE; Jörg, Alfred, Dipl.-Ing., 63762 Großostheim, DE
⑯ Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:
DE-PS 9 35 520
DE 22 54 265 B2
DE 39 05 307 A1
DE 37 19 795 A1
DE 28 47 099 A1
DE 78 36 469 U1
FR 21 60 048
GB 11 94 228
US 45 52 466
US 42 74 683
US 34 67 451
US 31 38 105
US 15 54 992

⑯ Kreiselpumpe

⑯ Kreiselpumpe mit in einem Gehäuse an einer in Radiallagern gleitgelagerten Innenwelle drehbarem Laufrad mit wenigstens einem Durchgang von einem Saugraum zu einem Druckraum sowie mit einer der Innenwelle zugeordneten Magnetkupplungspaarung, deren Innenrotor unter Zwischenschaltung eines Spalttopfes einem an eine Außenwelle angeschlossenen Außenrotor gegenüberliegt, wobei einem laufrausseitigen Radiallager ein tellerartiger Axiallagerring und einem am laufradfernen Wellenende angeordneten zweiten Radiallager ein zweites Axiallager zugeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Radiallager (22, 22_h) und Axiallager (29, 32) elastisch aufgehängt sind, wobei am Umfang und im Innern der Radiallager (22, 22_h) Federringe (26, 26_h, 27, 27_h) angeordnet sind, die von den Außenkanten (28) ausgehende Slitzte aufweisen und wobei an den Axiallagern (29, 32) elastische Trägerringe (30, 34) angeordnet sind.



DE 41 43 535 C2

DE 41 43 535 C2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Kreiselpumpe nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Eine solche Pumpe ist der DE 39 05 307 A1 zu entnehmen, deren das Laufrad tragende Innenwelle in zwei Radiallagern und diesen zugeordneten Axiallagern ruht. Diese Innenwelle wird über einen Satz von Magneten angetrieben, die beidseits eines relativ dünnen haubenförmigen Mantels rotieren.

Die DE 28 47 099 A1 zeigt eine Halterung für ein sphärisches Kalottenlager in Motoren und Getrieben, das – zum Ersatz einer am Gehäuse befestigten Klemmbrille – einen Ring aus einem Elastomer oder aus Filz aufweist, in dessen Bereich das Kalottenlager mit Nuten versehen ist.

Die Schrift zum DE 78 36 469 U1 beschreibt ein Gleitlager für stopfbuchsenlose Chemiepumpen mit einer an einer Lagerhülse gehaltenen Gleitfolie aus einem Kunststoff – wie PTEE –, wobei mehrere sich in Umfangsrichtung erstreckende Folienabschnitte in Axialschlitten der Lagerhülse gehalten sind und andernends unbefestigt auf dem Außenumfang aufliegen.

In Kenntnis dieses Standes der Technik hat sich der Erfinder die Aufgabe gestellt, das Laufverhalten der eingangs beschriebenen Pumpe durch eine geänderte Lagerung zu verbessern.

Zur Lösung dieser Aufgabe führt die Lehre des unabhängigen Patentanspruches 1. Die Unteransprüche erfassen vorteilhafte Weiterbildungen.

Erfnungsgemäß sind die Radiallager sowie die Axiallager der Pumpenwelle definiert elastisch – mit für den Anwendungsfall wählbarer Federrate – aufgehängt, wobei an den Radiallagern angeordnete Federringe in der Weise ausgebildet sind, dass von dessen Außenkanten Schlitzte ausgehen, die bevorzugt an den beiden Außenkanten wechselweise versetzt zueinander – und vorteilhafterweise achsparallel – angeordnet sind, während die Axiallager durch elastische Trägerringe abgestützt werden.

Der zur Funktion der hydrodynamischen Gleitlager erforderliche Flüssigkeitsstrom dient zum Abtransport der Wärme, die gleichzeitig aus der Lagerreibung und den magnetischen Verlusten der beschriebenen Zentraldrehkupplung entsteht. Hierdurch wird den sich beim Betrieb heißer Fördermedien ergebenden Problemen durch Lagerteile und der sie umfassenden – vorteilhafterweise aus Edelstahl bestehenden – Teile infolge unterschiedlicher Wärmedehnungskoeffizienten Rechnung getragen und eine sichere Funktionsweise gewährleistet. Die elastische Lageraufhängung ist also zur Aufnahme der unterschiedlichen Dehnungen zwischen Lager und Trägerwerkstoff vorgesehen und erlaubt gleichzeitig jene Einstellbarkeit unter den wirkenden Lagerkräften. Durch die definierte Elastizität aller Lagerabstützungen ist gewährleistet, dass die erfungsgemäß Pumpe unterkritisch betrieben wird. Der Abstand ist so groß, dass die Rotoramplituden besonders niedrig liegen – ein extrem ruhiger Pumpenlauf ist die Folge.

Dank der Elastizität der Lagerabstützung kann sich das Lager unter der Wirkung der Lagerkräfte einstellen, ein Ausgleich von kleinen Fluchtungs- und Fertigungsfehlern ist ebenso möglich wie ein besserer Ausgleich von Verformungen, die aus Rohrleitungskräften resultieren. Die an der Innenwelle auftretenden Radialkräfte werden – wie an sich bekannt – von zwei Radialgleitlagern aufgenommen, der auftretende Achsschub über ein am Laufrad vorgesehenes Axiallager in das Pumpengehäuse eingeleitet.

Nach einem weiteren Merkmal der Erfindung ist zudem einer der Federringe des Radiallagers zwischen der Innenwelle und einer Gleitlagerbuchse angeordnet, insbesondere

zwischen einem von der Innenwelle durchsetzen Trägerring und der Gleitlagerbuchse. Die Gleitlagerbuchse des Radiallagers wird bevorzugt durch einen sie umfassenden Federung federnd aufgehängt.

5 Vorteilhafterweise besitzt das Federorgan einen zur besseren Lagerung nach außen gerichteten Radialwulst sowie an den Querschnittsenden radiale Innenanformungen. Dabei stützt sich das innenliegende Federorgan des Radiallagers wellenwärts gegen einen Formwulst des Trägerringes ab und liegt anderseits mit den endwärtigen Innenanformungen der radial folgenden Gleitlagerbuchse an.

Dank der vorstehenden Maßgaben stellt die Lagerkontur sicher, dass trotz der Elastizität die Magnetkupplungspumpe unterhalb der Stabilitätsgrenze der Lagerung betrieben wird. 10 Ebenfalls ist deren vertikaler Einsatz möglich.

Die elastische Lageraufhängung nach der Erfindung ist so ausgebildet, dass diese in allen erhältlichen zähen Werkstoffen ausgeführt zu werden vermag, weshalb die Werkstoffauswahl den Produkterfordernissen anpassbar ist, wobei sich allerdings als besonders günstig erwiesen hat, hierfür den Werkstoff für die flüssigkeitsberührten Pumpenteile einzusetzen.

Auch kann die Entleerung der Magnetkupplungspumpe dank der Konstruktion der Lageraufhängung sauber erfolgen. Der Erfindungsgegenstand ist anderseits durch die mit Flüssigkeit gefüllten Spalten der Aufhängung optimal gedämpft. Ein weiterer Vorzug der elastischen Lageraufhängung ist die günstige Trockenlaufeigenschaft dieser Pumpe; die Temperatur im Lager und die unterschiedlichen Dehnungen zwischen dem Lagerwerkstoff und dem Trägerwerkstoff werden aufgenommen.

Erfnungsgemäß soll der Rotor der Pumpe bevorzugt in zwei Lagern mit unterschiedlichen Durchmessern gelagert werden, wobei das laufseitige Lager größer ist als das kupplungsseitige. Die Einbaumaße für das benachbarte Axiallager sind wesentlich größer bemessen. Der resultierende Axialschub wird herabgesetzt, und der Rotor ist insgesamt robuster. Denn durch den großen Durchmessersprung zwischen den beiden Lagern ergibt sich ein wesentlicher Schubausgleich der auf das Laufrad wirkenden Axialkräfte. Außerdem wirkt die resultierende Axialkraft immer in Richtung vom Laufrad zur Drehkupplung.

Im Rahmen der Erfindung liegt eine besondere Werkstoffauswahl für die Paarung der Lager; der Werkstoff soll von besonderer Härte sein, um vor dem Spalttopf – und zu dessen Schutz – in der Flüssigkeit vorkommende Festkörperpartikel zu zermahlen und damit unschädlich werden zu lassen. Als günstig hat sich dazu Siliciumkarbid erwiesen, das aus einer Veröffentlichung der Hermetic-Pumpen GmbH aus dem Jahre 1986 (Krämer und Neumaier, "Kreiselpumpen und rotierende Verdrängerpumpen hermetischer Bauart") an sich bekannt ist.

Das Laufrad wird für an der Siedegrenze betriebene Medien als zweiflutige Pumpe ausgeführt, wobei eine Pumpe für den Hauptstrom und die andere für den Schmier- und Kühlstrom dient. Der Kühl- und Schnierstrom ist – mittels Blende/Drossel – einstellbar.

Das Antriebsmoment wird bei einer ohne Wellenabdichtung eines rotierenden Teiles gegenüber dem feststehenden Pumpengehäuse ausgeführten Magnetkupplungspumpe von der Außenwelle kommend – über die magnetische Zentraldrehkupplung der Innenwelle – und somit dem Laufrad zugeführt, welches die Antriebsleistung in hydraulische Leistung umsetzt. Der Außenrotor, der erfungsgemäß über 60 die Außenwelle in zwei Wälzlagern ruht, kommt mit dem Fördermedium nicht in Berührung, da – wie erwähnt – der Spalttopf den Innenrotor umschließt und die Kreiselpumpe somit hermetisch abdichtet.

DE 41 43 535 C 2

3

Durch den erwähnten direkten Anbau des Gleitlagers an das Laufrad entsteht sowohl für die Innen- als auch für die Außenlagerung der bestmögliche Lagerabstand. Bekanntlich ist die Gesamtlänge der Kreiselpumpe durch die Norm DIN 24256 von Stutzenmitte bis Wellenende festgelegt. Zudem werden durch diesen Anbau des Gleitlagers die darauf wirkenden Radialkräfte am effizientesten vermindernt.

Dank des großen Lagerdurchmessers auf der Laufradsseite wird die Tragfähigkeit der Lagerung erheblich vermehrt und der aufliegende hydrodynamische Schmierschicht bei gleicher Belastung deutlich dicker. Insgesamt führen solche erfundengemäßen Überlegungen zu einer vielfachen Erhöhung der Tragfähigkeit gegenüber herkömmlichen Konstruktionen.

Diese hohe Tragfähigkeit des Axiallagers macht die Pumpe gegen auftretende Axialschübe nahezu völlig unempfindlich. Dies gilt sowohl für Stöße als auch für die Druckschwankungen über den gesamten Kennfeldbereich einschließlich eines Fahrens gegen einen geschlossenen Schieber; bisherige Konstruktionen haben zumeist einen permanent wirkenden Schubausgleich und sehr kleine Lagertragfähigkeiten.

Ein weiterer Vorteil des großen laufradseitigen Lagers ist die Vorgabe, die Welle mit einem größeren Durchmesser auszuführen, was auch bei 60 Hz-Maschinen einen unterkritischen und äußerst ruhigen Lauf gewährleistet.

Die erfundengemäße Konstruktion ist vorteilhafterweise durch das große Axiallager am Laufrad gegen Rückwärtslauf unempfindlich, wobei aus Sicherheitsgründen lediglich eine Drehzahl oberhalb der Nenndrehzahl vermieden werden muß.

Im Rahmen der Erfahrung kann eine Magnetkupplungspumpe besonders gut ausgestaltet werden, bei der eine Zwangsführung des Kühl- und Schmiermittelstromes ohne Bypassröhre erfolgt; durch diese Zwangsführung wird sichergestellt, daß alle wesentlichen Teile geschmiert und gekühlt sind. Demgegenüber haben herkömmliche Konstruktionen Bypass- und damit undefinierte Teilströme. So kann beispielsweise nahe der Anlagefläche des vorderen Lagereinheit an das Laufrad die Mündung eines radialen Kanals vorgesehen werden, der eine axiale Bohrung der Innenwelle mit dem Druckraum der Pumpe verbindet, wobei ein Teilstrom des Fördermediums zwischen dem laufrdnahen Radiallager und dessen Axiallager ebenso zwangsgeführt ist wie im nachgeschalteten Bereich des hinteren Radiallagers, nach welchem er den Innenrotor umspült, wobei der Teilstrom nach dem Spalt unmittelbar zur Bohrung der Innenwelle geführt ist. Diese weitere Ausführung bedient sich also wenigstens einer Radialbohrung im Laufrad, um den Kreislauf über den Druckraum zu ergänzen. Dies ist insbesondere dann erforderlich, wenn Fördermedien knapp an der Siedelinie gefördert werden sollen; in einem solchen Fall kann die Erwärmung des Kühl-/Schmierstromes im Gleitlager/Kupplungs-Bereich zur Dampfblasenbildung führen. Würden diese gasförmigen Mediumsteile zur Saugseite der Kreiselpumpe zurückgeleitet, käme es zu einer erheblichen Verschlechterung der Pumpeneigenschaften. Um diese Erscheinung zu vermeiden, wird so die zweite Ausgestaltung der erfundengemäßen Magnetkupplungspumpe vorgeschlagen.

Von besonderer Bedeutung ist dabei eine Zwangsführung des Schmier- oder Kühlmittels vom Laufradaustritt durch die Lager der Innenwelle zum laufrdnahen Wellenende und von diesem durch die Innenwelle zum Saugraum.

Weitere Vorteile, Merkmale und Einzelheiten der Erfahrung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele sowie anhand der Zeichnung; diese zeigt in

4

Fig. 1: den Längsschnitt durch eine Magnetkupplungspumpe mit axial verlaufender Welle für ein Laufrad;

Fig. 2: einen teilweisen Längsschnitt eines anderen Ausführungsbeispiels der Magnetkupplungspumpe;

5 Fig. 3: die Seitenansicht der Welle;

Fig. 4: ein vergrößertes ringartiges Detail aus Fig. 2, geschnitten nach Linie IV-IV in Fig. 5;

Fig. 5: eine teilweise Stirnansicht des Details der Fig. 4;

Fig. 6: andere Elemente aus Fig. 1 in vergrößertem Querschnitt, die nach Linie VI-VI in Fig. 7 geschnitten sind;

Fig. 7: die Draufsicht auf ein Teil der Fig. 6;

Fig. 8: eine Abwicklung gemäß Linie VIII-VIII der Fig. 7;

Fig. 9: den Längsschnitt durch eine weitere Ausführungsform einer Magnetkupplungspumpe;

Fig. 10: einen vergrößerten Ausschnitt aus Fig. 9;

Fig. 11: ein vergrößertes Element aus Fig. 9, geschnitten nach Linie XI-XI in Fig. 12;

Fig. 12: eine Teilstirnansicht zu Fig. 11.

20 In einem Lagerträgergehäuse 10 einer als Magnetkupplungspumpe ausgebildeten Kreiselpumpe 12 sitzt gemäß Fig. 1 auf dem vorderen gestuften Ende 14_a einer innenliegenden Welle 14 mit axialer Bohrung 15 ein Laufrad 16 unter Zwischenfügung einer Paßfeder 17 und wird von einer

25 Mutter 18 gehalten. Dieses Laufrad 16 dreht sich in einem mit dem Lagerträgergehäuse 10 unter Zwischenschaltung von Gehäusdeckel 11 und Dichtungen 19 verschraubten Spiralgehäuse 20.

Rechts neben dem Laufrad 16 befindet sich im Gehäusedeckel 11 ein vorderes Gleitlager 22 mit Gleitlagerbuchse 23, äußerer Gleitlagerhülse 24 und einem Trägerring 25. Zwischen letzterem und der Gleitlagerbuchse 23 ist eine Feder 26 und außerhalb der Gleitlagerhülse 24 ein Spannring 27 angeordnet, der gemäß Fig. 4, 5 als wechselseitig geschlitzte Hülse eines Innendurchmessers e von beispielsweise 145 mm ausgebildet ist, Radialbohrungen 27_b von etwa 5 mm Durchmesser b sind in einem Abstand f von der benachbarten Federaußenkante 28 vorgesehen.

Diesem Gleitlager 22 ist ein – die innere Welle 14 umgebender – vorderer Axialgleitlagerring 29 mit einem Trägerring 30 zugeordnet. Letzterer ist ein um die innere Welle 14 gelegtes Rinnprofil mit einem auf der Welle 14 liegenden längeren Schenkel 30_a, der – wie Fig. 6 verdeutlicht – den Axialgleitlagerring 29 trägt; diesem liegt die Kante des kürzeren Profilschenkels 30_b stützend an. Der Axialgleitlagerring 29 ist mit Radialrinnen 33 ausgestattet, deren Winkel t zueinander 25,7° misst und an die in Pumpendrehrichtung x parallele Pultflächen 33_a anschließen. Deren Form macht die Abwicklung der Fig. 8 in Zusammenhang mit Fig. 7 deutlich, auf die ausdrücklich Bezug genommen wird und deren zeichnerische Darstellung erfundengemäße Merkmale offenbart wie etwa die Flächenhöendifferenz Ah von 0,034 und den Neigungswinkel a für ein Neigungsverhältnis N von 1 : 400. Der Maßstab der Fig. 7 beträgt 1 : 1, jener der 55 Abwicklung 2 : 1.

Eine von der Welle 14 durchsetzte Zentralausbuchung 31 des Gehäusedeckels 11 verjüngt sich vom Trägerring 30 ab bis nahe an ein hinteres Gleitlager 22_b mit einer hinteren Gleitlagerbuchse 23_b, in der bei 26_b mindestens eine Feder 60 zu erkennen ist; die Gleitlagerbuchse 23_b umfaßt eine hintere Gleitlagerhülse 24_b, an die nach außen hin Spannringe 27_b anschließen. Dem hinteren Gleitlager 22_b folgen auf der Welle 14 ein Axiallagerring 32 als Anlaufsicurierung sowie ein Trägerring 34, in welchem sich wenigstens eine – das hintere Wellenende 14_c umfassende – Paßfeder 17_c befindet.

Der Trägerring 34 ist über einen Stift 33 mit einer Radialscheibe 36 eines Innenrotors 37 verbunden, der an seiner

achsparallelen Kontur Magnetelemente 38 trägt. Zwischen diesen und magnetischen Gegenelementen 39 eines Außenrotors 40 verläuft in einem zur Längsachse A der Kreiselpumpe 12 parallelen Spalt 41 eine Topfwand 42 eines vom Außenrotor 40 umfangenen Spalttopfes 43.

Der Außenrotor 40 ist durch eine Radialscheibe 44 mit einer Außenwelle 46 verbunden, die in Wälzlagern 48, beispielsweise Rillenkugellagern, eines Lagerträgerentes 49 vorgesehen ist. Letzteres ist Teil des hier mit einem Lagerdeckel 50 versehenen Lagerträgergehäuses 10. Das dem Lagerdeckel 50 benachbarte Rillenkugellager 48 stützt sich gegen einen Sprengring 51 ab, dem ein Sicherungsring 51_a sowie ein Dichtelement 51_b gegen äußere Einflüsse wie Staub, Feuchtigkeit od. dgl. zugeordnet sind.

Bei dieser Kreiselpumpe 12 wird das Antriebsdrehmoment – von der Außenwelle 46 kommend – über die insbesondere die beiden Rotoren 37, 40 erfassende magnetische Zentraldrehkupplung 52 mit den Magnetelementen 38, 39 der inneren Welle 14 und somit auch dem Laufrad 16 zugeführt, das die Antriebsleistung in hydraulische Leistung umsetzt. Der in den beiden Wälzlagern 48 gelagerte Außenrotor 40 kommt nicht mit dem Fördermedium in Berührung, da der Spalttopf 43 den Innenrotor 37 umschließt und die Kreiselpumpe 12 somit hermetisch abdichtet.

Radialkräfte an der inneren Welle 14 werden von den 25 zwei Radialgleitlagern 22, 22_h aufgenommen, der auftretende Achsschub über das große Axiallager 29 in den Gehäusedeckel 11 bzw. das Spiralgehäuse 20 eingeleitet.

Alle Gleitlagerkomponenten bestehen in den gewählten Ausführungsbeispielen bevorzugt aus Siliziumcarbid. Der 30 zur Funktion der hydrodynamischen Gleitlager 22, 22_h notwendige Flüssigkeitsstrom dient gleichzeitig zum Abtransport der durch Lagerreibung und magnetische Verluste der Zentraldrehkupplung 52 hervorgerufenen Wärme. Der Kühl-/Schmierstrom wird aus einem Seitenraum 16_a für das 35 Laufrad 16 entnommen (Pfeil z), durchströmt das in Fig. 1 linke Radial- und Axialgleitlager 22, 29, dann das rechte oder hintere Radiallager 22_h, gelangt am rechten Axiallagerring 32 vorbei und umspült den Magnetinnenrotor 38. Durch die axiale Wellenbohrung 15 kommt die Flüssigkeit in den 40 Saugraum 54 der Kreiselpumpe 12 zurück und wird durch das Laufrad 16 abgeführt.

Der Zeichnung ist zu entnehmen, dass die Lager unterschiedliche Durchmesser – für die Axiallager 29, 32 hier d bzw. d₁ – aufweisen; das direkt an das Laufrad 16 angesetzte 45 Radiallager 22 ist größer als das kupplungsseitige Lager 22_h.

Bei der Ausführung nach Fig. 2 wird der erwähnte Kühlstrom Z nicht der Saugseite der Kreiselpumpe 12_a zugeführt, sondern durch radiale Kanäle 56 im Laufrad 16, die an dessen Außenkante 58 münden, auf die Druckseite gepumpt; die Welle 14 ist an ihrem Ende geschlossen und eine Mutter 18 mit Federring 61 hält das Laufrad 16.

Auch beim Ausführungsbeispiel 12_b in Fig. 9 ist das lauf- 55 radseitige Ende der inneren Welle 14 geschlossen, und von der Wellenbohrung 15 gehen im gestuften Wellenende 14_a radiale Schaufelkanäle 56_b ab, die hier allerdings an der Laufrad-Rückseite 59 etwa dort enden, wo sich die Kontur des Laufrades 16 querschnittlich von der anschließenden Gleitlagerbuchse 23 löst; die Lage dieser Mündung 57 wird 60 etwa vom halben Laufradradius r bestimmt.

Ebenfalls endet bei dieser Ausführung der Spalttopf 43 bzw. dessen Topfwand 42 an einem Zwischenring 45, jedoch steht diesem in Fig. 9 ein Endring 64 des Außenrotors 40 gegenüber, dessen laufseitige Oberfläche mit der entsprechenden Fläche des Innenrotors 37 etwa fluchtet. Der Endring 64 endet radial nahe der Innenfläche des Gehäuses 10.

Insbesondere Fig. 10 zeigt, dass der Spannring 27 des vorderen Gleitlagers 22 einen nach außen gerichteten Radialwulst 66 und radiale Innenanformungen 67 an den Querschnittdenden anbietet. Die innere Feder 26 ist von U-förmigem Querschnitt mit laufseitig längerem Radialschenkel 69 und liegt mit endwärtigen Außenfüßen 70 der radial folgenden Gleitlagerbuchse 23 an – wellenwärts stützt sie sich gegen einen Formwulst 72 des Trägerringes 25 ab.

Die Fig. 11, 12 stellen den hinteren Spannring 27_h dieser Ausführung vor. Dessen innerer Durchmesser q, der durch die Innenanformungen 67 bestimmt ist, beträgt hier 60 mm bei einer Axiallängen von 50 mm und einer Länge t₁ des Radialwulstes 66 von 8 mm. Von der Federaußkante 28 gehen achsparallele Randschlitz 74 der Breite i von 3 mm aus, die gemäß Fig. 11 zueinander versetzt sind und etwa am Radialwulst 66 enden.

Patentansprüche

1. Kreiselpumpe mit in einem Gehäuse an einer in Radiallagern gleitgelagerten Innenwelle drehbarem Laufrad mit wenigstens einem Durchgang von einem Saugraum zu einem Druckraum sowie mit einer der Innenwelle zugeordneten Magnetkupplungspaarung, deren Innenrotor unter Zwischenschaltung eines Spalttopfes einem an eine Außenwelle angeschlossenen Außenrotor gegenüberliegt, wobei einem laufseitigen Radiallager ein tellerartiger Axiallagerring und einem am Laufradfernen Wellenende angeordneten zweiten Radiallager ein zweites Axiallager zugeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Radiallager (22, 22_h) und Axiallager (29, 32) elastisch aufgehängt sind, wobei am Umfang und im Innern der Radiallager (22, 22_h) Federringe (26, 26_h, 27, 27_h) angeordnet sind, die von den Außenkanten (28) ausgehende Schlitzte aufweisen und wobei an den Axiallagern (29, 32) elastische Trägeringe (30, 34) angeordnet sind.
2. Kreiselpumpe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Schlitzte (74) der Federringe (26, 26_h, 27, 27_h) an beiden Außenkanten (28) der Federringe (26, 26_h, 27, 27_h) zueinander wechselweise versetzt angeordnet sind.
3. Kreiselpumpe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Schlitzte (74) der Federringe (26, 26_h, 27, 27_h) achsparallel verlaufen.
4. Kreiselpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass ein am jeweiligen Radiallager (22, 22_h) angeordneter innenliegender Federring (26, 26_h) zwischen der Innenwelle (14) und einer Gleitlagerbuchse (23, 23_h) vorgesehen ist.
5. Kreiselpumpe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass der innenliegende Federring (26, 26_h) zwischen einem auf der Innenwelle (14) angeordneten Trägering (25) und der Gleitlagerbuchse (23, 23_h) angeordnet ist.
6. Kreiselpumpe nach Anspruch 4 oder 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Gleitlagerbuchse (23, 23_h) des Radiallagers (22, 22_h) von einem weiteren außenliegenden Federring (27, 27_h) umgeben ist.
7. Kreiselpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass das laufseitige Radiallager (22) größer als das laufradferne Radiallager (23_h) ausgebildet ist.
8. Kreiselpumpe nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass das laufseitige größere Radiallager (22) unmittelbar an das Laufrad (16) angesetzt ist.
9. Kreiselpumpe nach einem der Ansprüche 6 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass der außenliegende Fe-

DE 41 43 535 C 2

7

8

derring (27, 27_h) einen nach außen gerichteten Radialwulst (66) sowie an den Enden radiale Innenaufformungen (67) aufweist.

10. Kreiselpumpe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass die Schlitze (74) der Federringe (27, 27_h) etwa am Radialwulst (66) enden. 5

11. Kreiselpumpe nach Anspruch 9 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass sich die axiale Länge (t₁) des Radialwulstes (66) zur Länge (n) des Federringes (27) verhält wie 1 : 6,25. 10

12. Kreiselpumpe nach einem der Ansprüche 4 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass sich der innenliegende Federring (26) des laufseitigen Radiallagers (22) wellenwärts gegen einen Formwulst (72) des Trägerringes (25) sowie andersorts mit endseitigen Außenanformungen (70) an der Gleitlagerbuchse (23) abstützt. 15

13. Kreiselpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 12, dadurch gekennzeichnet, dass der laufseitige Axiallagerring (29) zum Ableiten des Achsschubes in einen Gehäusedeckel (11) größer ist als dem Wellenende (14_e) und dem zweiten Radiallager (22_h) zugeordnete zweite Axiallager (32). 20

14. Kreiselpumpe nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass der elastische Trägering (30) des Axiallagerrings (29) als U-Profilring ausgebildet ist mit einem den Axiallagerring (29) radial innen tragenden längeren Profilschenkel (30_a) und einem am Axiallagerring (29) axial anliegenden kürzeren Profilschenkel (30_b). 25

15. Kreiselpumpe nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, dass die Federringe (26, 26_h, 27, 27_h) und die elastischen Trägeringe (30; 34) aus dem Werkstoff der flüssigkeitsberührten Pumpenteile gefertigt sind. 30

16. Kreiselpumpe nach einem der Ansprüche 13 bis 15, dadurch gekennzeichnet, dass der Axialgleitlagerring (29) radiale Rinnen oder Nuten (33) aufweist, die jeweils zwischen in Pumpendrehrichtung (x) ansteigenden Gleitvorsprüngen (33_a) vorgesehen sind. 35

17. Kreiselpumpe nach einem der Ansprüche 1 bis 16, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eines der Lager (22, 22_h, 29, 32) aus einer harten, zwischen sich einen Mahlspalt für Partikel des Fördermediums bildenden Werkstoffpaarung besteht. 40

45

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

50

55

60

65

